

FORECASTING THE OPERATING RESOURCE OF TURBOGENERATORS ON VIBRATION CONTROL DATA**Shevchenko V.***Cand. tech. Sci., Associate Professor, Professor of the Department of Electrical Machines,
National Technical University "KhPI"***Strokous A.***graduate student of the National Technical University "KhPI"***ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО РЕСУРСА ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ПО
ДАНЫМ ВИБРАЦИОННОГО КОНТРОЛЯ****Шевченко В.***канд. техн. наук, доцент, профессор кафедры электрических машин
Национального технического университета «ХПИ»***Строкоус А.***аспирант Национального технического университета «ХПИ»***Abstract**

It is stated in the paper that in order to establish the residual life of each specific turbogenerator in order to prolong the life of the test, it is not enough to conduct type tests, it is necessary to diagnose parameters that are not provided for in regulatory documents. It is shown that such an indicator can be a vibration control of individual elements of the turbine unit, in particular bearing supports. It will detect defects that affect the time of operation, prepare for repair in time and stop the equipment on time without bringing it to an accident. The paper presents experimental data showing that the vibration data it is possible to assess the overall technical condition of the turbogenerator and its components, determine their resource, depending on the operating mode

Аннотация

В работе указано, что для установления остаточного ресурса каждого конкретного турбогенератора с целью продления срока эксплуатации недостаточно проведения типовых испытаний, необходима диагностика параметров, которые не предусмотрены нормативными документами. Показано, что таким показателем, который позволит обнаруживать дефекты, влияющие на время эксплуатации и своевременно подготовиться к ремонту, вовремя остановить оборудование, не доводя его до аварии, может быть контроль вибрации отдельных элементов турбоагрегата, в частности, подшипниковых опор. В работе приведены экспериментальные данные, которые показывают, что по данным вибрации можно оценить общее техническое состояние турбогенератора и его составных частей, определять их ресурс в зависимости от режимов работы.

Keywords: turbogenerator, vibration, diagnostics, service life, speed of vibration**Ключевые слова:** турбогенератор, вибрация, диагностика, срок эксплуатации, виброскорость

В условиях мирового экономического кризиса плановая замена оборудования невозможна, и характерной особенностью современной электроэнергетики, как мировой, так и отечественной, стала необходимость продления срока эксплуатации турбогенераторов (ТГ), отработавших паспортный срок службы. К тому же, собранные статистические данные оценки технического состояния ТГ на блоках станций подтвердили реальную возможность продления срока их эксплуатации свыше времени, установленного заводом - изготовителем. Но при обязательном обеспечении непрерывного контроля технического состояния ТГ, как в режиме on-line, так и при остановках на плановые и аварийные ремонты, что не может быть решено путем проведения типовых профилактических испытаний. Программа таких испытаний должна включать диагностику параметров, формально не предусмотренных нормативными документами. Повышение надежности при проведении ремонтов требует значительных капитальных затрат, но они окупаются достаточно быстро, т.к. повреждения ТГ приводят к материальному ущербу от затрат на

восстановительные ремонты, от снижения выработки электроэнергии, от накладываемых штрафов и значительных компенсационных выплат энергетическим сетям. Наиболее информационным фактором оценки состояния ТГ можно считать уровень вибрации конструктивных элементов турбогенератора, [1, с. 87-94]

Данные исследований

Причины появления вибрации в турбогенераторах различные:

- вибрации, которые определяются механическим состоянием ротора генератора, качеством изготовления и сборки генератора в целом, степенью износа конструктивных элементов машины, качеством сопряжения с ротором турбины, состоянием опорных подшипников и т.д.;

- вибрации элементов статора, вызванные электромагнитными силами, которые появляются в работающем генераторе при действии электродинамических сил, создаваемых магнитными полями;

- вибрации в элементах статора (корпус, подвески, стяжные призмы, нажимные плиты и т.д.),

вызванные неучтенными выше факторами: вихревыми токами в элементах неактивной зоны статора, уровнем защиты от подшипниковых токов, значениями рабочих температур, количеством переходных режимов в графике эксплуатации, степенью разгрузки в периоды «провалов энергопотребления» и т.д.;

- вибрации, передаваемые от приводной системы генератора (от паровой/газовой турбины).

При проведении комплексных диагностических обследований турбогенераторов именно данные об уровне вибрации и понимание природы сил, вызвавших вибрацию, позволяет:

- оценить техническое состояние, как составных элементов генератора, так и всей машины в целом;

- прогнозировать допустимый ресурс времени эксплуатации;

- определять оптимальные режимы (нагруженность, число переходных режимов) не только с точки зрения выработки оптимального количества электроэнергии с учетом суточного и сезонного энергопотребления, но и поддержания надежности турбоагрегата.

Для установления возможности продления срока эксплуатации генераторов, при фактическом отказе от обслуживания и ремонта генераторов по регламенту, используют разные схемы оценки состояния и определения рабочих характеристик:

- 1) при работе до отказа;

- 2) вывод в ремонт по результатам экспертных оценок;

- 3) вывод в ремонт по результатам диагностики и прогнозу состояния.

Так как в настоящее время при выборе любого технического решения необходимо оценивать и его экономическую эффективность, то практически всегда используют последний прием - останов и вывод в ремонт ТГ по результатам диагностики и прогнозу состояния.

Использование этого метода позволяет:

- 1) обеспечить экономическую эффективность за счет предупреждения отказов ТГ, сокращения потерь возможной прибыли, повышения привлекательности для страховых компаний;

- 2) уменьшить (или даже практически исключить) число внезапных отказов, сократить время простоев в несколько раз;

- 3) сократить время и объем ремонтов, уменьшить количество запасных частей не менее чем на 30-35 %.

Для уточнения результатов диагностики необходима дополнительная установка датчиков контроля состояния, но значительное увеличение их количества невозможно, т.к. это усложняет обслуживание машины, требует дополнительных материальных вложений, повышает психологическую нагрузку на человека – оператора блока станции.

Поэтому так необходимо определить самый информативный показатель, контроль которого позволит с минимальными затратами обнаруживать дефекты задолго до отказа оборудования, своевременно останавливать оборудование, не доводя его до аварий. Практически все исследователи соглашаются, что такая эффективная диагностика ТГ возможна по показанию датчиков контроля вибрации, так как:

- 1) нарастающая вибрация, избыточные колебания возникают непосредственно в месте появления дефекта, а конструктивные элементы генератора передают данные о его появлении изменением вибрации к датчикам, установленным снаружи машины. Т.е. вибрация содержит максимальный объем диагностической информации;

- 2) диагностировать вибрационные характеристики можно непосредственно на блоке станции, без разборки и остановки оборудования.

Можно сделать вывод, что анализ вибрации заменяет контроль температуры, анализ смазки и другие общепризнанные методы. Связь вибрации с качеством изготовления и сборки машин, износом их деталей и узлов позволяет использовать ее значения для оценки технического состояния составных частей машин, прогнозирования их ресурса и оптимизации режимов работы, определения соответствия стандартам, устанавливающим нормативы величин вибрации для турбогенераторов, [2,3].

На блоках электростанций для определения состояния ТГ наиболее часто используют значения виброскоростей, замеренных на подшипниковых опорах (среднеквадратичные значения) в полосе частот 10 – 1000 Гц. Измерения ведут в трех взаимно перпендикулярных направлениях: радиально-вертикальном, радиально-поперечном и осевом (относительно линии вала). Вертикальную составляющую измеряют на середине верхней части крышки подшипника, поперечную и осевую составляющие – на уровне, возможно более близком к оси вращения и горизонтальному разъему.

Как правило, в стандартах определены несколько значений вибрации для подшипниковых опор. Так, согласно ГОСТ 25364-97, при проведении приемо-сдаточных испытаний для турбогенераторов с частотой вращения 3000 об/мин считаются нормой виброскорость менее 2,8 мм/с. При длительной эксплуатации допустима виброскорость до 2,8–4,5 мм/с. При виброскорости выше 4,5 мм/с в течение не более 30 суток необходимо принимать меры по снижению вибрации; при 7,1 мм/с - в течение не более 7 суток. Некоторые превышения указанных значений допустимы в переходных режимах. Немедленной остановки требует турбогенератор, у которого виброскорость достигает значения 11,2 мм/с и выше.

В табл. 1 представлены величины «пороговых» (верхних границ допустимых значений) уровней вибрации подшипниковых опор турбогенераторов.

Пороговые уровни виброскоростей по данным различных нормативных документов

Нормативный документ	Пороговый уровень, $V_{СКЗ}$ (мм/с)		
	допустимые значения при длительной эксплуатации	предупреждение о необходимости принятия мер	немедленная остановка
ГОСТ 25364-97	2,8	4,5 (7,1)*	11,2
ГОСТ Р 55265.2-2012	3,6	7,1	11,2
РД 34.45-51.300-97	2,8	4,5	11,2

*Различные сроки принятия мер по снижению вибрации.

Вибрации сердечника и корпуса статора оцениваются согласно стандартам и измеряются датчиками в радиальных направлениях в сечениях, максимально приближенным к середине сердечника, [4,5]. Критерием возможной эксплуатации ТГ также является предельно допустимая величина размаха виброперемещения. Например, в двухполюсных турбогенераторах для подшипниковых опор эта величина составляет 30 мкм, для сердечника статора – 60 мкм; для корпуса статора с упругой подвеской сердечника – 30 мкм; для корпуса статора без упругой подвески сердечника – 60 мкм, [2]. Но данный критерий является вспомогательным, и для общей оценки вибросостояния турбоагрегата необходимо знать результаты измерения вибрации на неподвижных элементах.

На практике контроль вибрационного состояния подшипниковых опор производится постоянно. Для предупреждения аварий подшипниковых опор согласно нормам устанавливают значения виброскоростей для определения уровней, требующих работ по предупреждению граничного состояния турбоагрегата или необходимости немедленной остановки ТГ. Нами установлено, что основными проблемами, влияющими на величины вибрации подшипниковых опор (и в частности ее на оборотную составляющую), являются остаточный небаланс ротора, неточности стыковки с валом турбины и наличие витковых замыканий в обмотке ротора.

В данной статье приведены экспериментально полученные данные вибрации двухполюсных турбогенераторов, изготовленных на «ГП Завод «Электротяжмаш» (г. Харьков, Украина) ТГВ-200, ТГВ-200М, ТГВ-300. Турбогенераторы ТГВ-200 и ТГВ-300 имеют полное водородное охлаждение, ТГВ-200М – водородно-водяное охлаждение. Все турбогенераторы предназначены для работы на энергосеть с частотой 50 Гц, имеют коэффициент мощности $\cos\phi=0,85$, работают в приводе от паровых турбин.

Статоры имеют двойные корпуса (наружный и внутренний), рис. 1. Внутри наружного корпуса статора на плоской пружинной подвеске закреплен внутренний корпус, в котором крепится шихтованный сердечник. Сердечник статора собран (нашихтован) из листов, штампованных из холоднокатаной изотропной электротехнической стали с пониженными удельными потерями и повышенной магнитной проницаемостью. Каждый лист изолирован высококачественным лаком горячей сушки. Сегменты собираются в общий пакет сердечника при помощи тяжких призм. Сердечник имеет аксиальную систему вентиляции спинки и зубцов, для чего в сегментах сердечника выполнены аксиальные отверстия. Сердечник статора охлаждается водородом, которым под избыточным давлением заполнен внутренний объем статора.



Рисунок 1 – Статор турбогенератора ТГВ-300-2У3

В табл. 2 и 3 представлены данные значений вибрации на подшипниковых опорах в осевом направлении (турбогенераторы ТГВ-300-2У3 Зуевской ТЭС со стороны турбины). Измерения прове-

дены в период с 2010 по 2015 г.г. На рис. 2 представлены графики изменения виброскоростей (γ , мм/с) в зависимости от нагрузки ТГ ($\beta = P/P_N$) и его коэффициента мощности ($\cos\phi$).

Таблица 2
Значения виброскоростей на подшипниковых опорах со стороны турбины турбогенераторов ТГВ-300-2У3, в зависимости от нагрузки турбогенератора

β , о.е	0,51	0,6	0,67	0,73	0,79	0,81	0,89	0,91	0,95	1,0	1,05
γ , мм/с	3,9	3,0	1,97	2,2	2,0	1,76	2,0	1,9	1,94	2,1	3,0

Таблица 3
Значения виброскоростей на подшипниковых опорах со стороны турбины турбогенераторов ТГВ-300-2У3, в зависимости от характера нагрузки турбогенератора ($\cos\phi$)

$\cos\phi$, о.е.	0,78	0,80	0,83	0,84	0,85	0,87	0,90	0,91	0,95	0,97	0,98
γ , мм/с	1,94	2,2	2,8	2,0	3,1	4,0	4,0	3,1	3,9	3,2	3,6

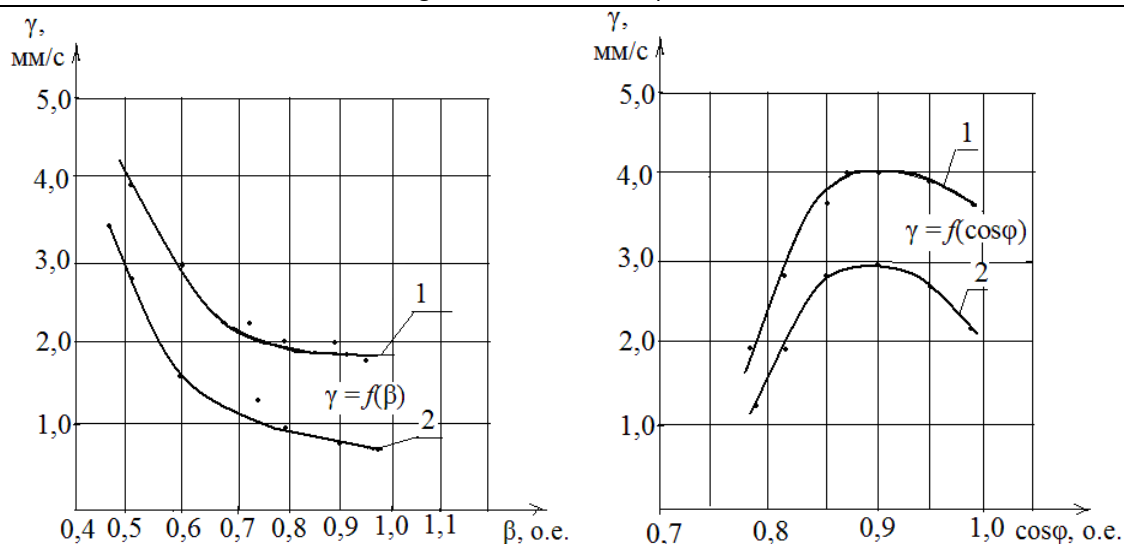


Рисунок 2 - Изменения виброскорости в зависимости от нагрузки ТГ и его коэффициента мощности

1- данные, полученные до проведения ремонта;
2 - данные, полученные после проведения ремонта

Некоторый разброс данных, по нашему мнению, вызван неточностью измерений (отличием в размещении вибродатчиков) и неодинаковым физическим износом турбогенераторов, [6, с. 3-7].

Аналогичные данные были получены для определения вибраций в радиально-вертикальном и радиально-поперечном направлениях, а также на подшипниковых опорах со стороны контактных колес.

Анализ эксплуатационных данных и данных, полученных в послеремонтных испытаниях, показывает, что на турбогенераторах мощностью 200 МВт и более, срок службы которых не менее 15 лет, довольно часто наблюдаются случаи повреждений подвески сердечника в корпусе статора: механический износ сопрягаемых поверхностей активной стали и стяжных призм и, как следствие, нарушение связи элементов системы крепления с активной сталью; появление трещин в сварных швах; отворачивание гаек и обрыв шеек стяжных призм. В наибольшей степени это проявляется в турбогенераторах, имеющих низкую изгибную жесткость спинки сердечника, недостаточную прочность элементов системы подвески активной стали. При длительном воздействии повышенных вибраций были отмечены случаи появления резонансных колебаний сердечника и сопряженных с ним конструктивных элементов статора.

Нами была проверена зависимость вибрации подшипников ТГ от тепловой нестабильности ротора, которая может появиться при наличии витковых замыканий в роторе, закупорке вентиляционных каналов, при которой определенная часть «бочки» ротора нагревается сильнее, в результате чего в этом месте могут возникнуть дополнительные прогибы ротора. Во время испытаний ротор генератора прогревали током возбуждения.

Испытания были проведены при неполной нагрузке турбогенератора по активной составляющей активной мощности ($\beta \approx 0,7$) и изменении реактивной мощности. Выбор 70 % загрузки турбогенератора был сделан по данным принятой суточной загрузки турбоагрегатов мощностью 200-300 МВт на электростанциях Украины в часы ночных провалов энергопотребления. Изменение выработки реактивной мощности определилось тем, что наблюдается изменение характера энергоприемников, что приводит к нарушению баланса активной и реактивной составляющих в электрических сетях. И основным способом решения вопросов компенсации реактивной мощности в энергосистемах является именно регулирование вырабатываемой мощности турбогенераторами.

Испытания были проведены на турбогенераторе ТГВ-200-2У3 (блок № 3 Гусиноозерской ГРЭС), табл. 4.

Таблица 4

Параметры генератора ТГВ-200-2У3 и значения виброскоростей подшипников турбоагрегата блока № 3
Гусиноозерской ГРЭС

Параметры	Значения виброскоростей подшипников, γ , мм/с (В – вертикальная, П – поперечная вибрация)									
	133		132		132		134		135	
P , МВт	7		50		55		110		125	
Q , Мвар										
Номера подшипников	В	П	В	П	В	П	В	П	В	П
1	0,8	1,8	0,7	1,7	0,7	1,6	0,7	1,0	0,6	0,8
2	1,2	1,7	1,2	1,5	1,3	1,3	1,4	1,0	1,4	0,8
3	2,4	2,2	2,5	2,1	2,3	2,0	2,1	2,0	2,0	1,9
4	0,9	1,5	0,9	1,4	1,0	1,3	1,1	1,4	1,3	1,4
5	1,4	0,8	1,3	0,9	1,3	0,9	1,2	1,0	1,2	1,3
6	2,9	1,8	3,3	2,2	3,5	2,4	4,6	3,4	5,8	4,2
7	2,6	2,2	2,7	2,4	2,8	2,7	3,0	3,6	3,1	4,2

Проведенные испытания позволили отметить значительное увеличение виброскоростей оборотной частоты на подшипнике № 6, (опорный подшипник со стороны турбины), что было вызвано тепловым дисбалансом (прогибом) ротора генератора.

При оценке вибрации на подшипниковых опорах следует учитывать все указанные выше факторы, а значения вибрации (виброскорости), в свою очередь, может свидетельствовать о появлении определенного вида дефектов отдельных элементов турбогенератора.

Выводы:

1. Анализ полученных данных позволяет сделать вывод, что при работе ТГ с нагрузкой, меньше номинальной, вибрации (виброскорости) подшипниковых опор увеличиваются. Это необходимо учитывать при эксплуатации турбоагрегатов в период спада потребления нагрузки в энергосистеме (ночные «провалы»), когда баланс активной и реактивной мощности в сети поддерживается за счет перевода турбогенераторов маневренных мощностей (200-300 МВт) в режим ненормальной нагрузки. Некоторое увеличение было отмечено при перегрузке генератора.

2. Эксплуатация турбогенераторов с различным соотношением выработки активной и реактивной энергии влияет на величину вибрации в подшипниковых опорах. Можно отметить, что увеличение виброскорости наблюдается при значениях коэффициента мощности генератора в диапазоне $\cos\varphi=0,85-0,90$, что близко к области номинальных значений коэффициента мощности. Положительным фактором является то, что обычно при номинальной нагрузке на блоках станций турбогенераторы работают с $\cos\varphi_N=0,95$, что удерживает значения виброскоростей в допустимых пределах.

3. В процессе испытаний было установлено, что факторами, существенно влияющими на величину вибрации подшипниковых опор, являются остаточный небаланс ротора, неточности стыковки вала генератора с валом турбины и наличие витковых замыканий в обмотке ротора

4. Причинами изменения вибрации подшипниковых опор могут быть дефекты различных элементов генератора. Например, состояние сердечника и корпуса статора, тепловой дисбаланс отдельных участков ротора генератора (витковые замыкания обмотки ротора, закупорка вентиляционных каналов). Поэтому для продления времени работы турбогенератора необходимы данные вибромониторинга всех элементов. Это позволит своевременно обнаружить и устранить дефекты на ранней стадии их развития, выявить причины их появления и, как следствие, не допустить длительное воздействие повышенных вибраций на элементы конструкции турбогенератора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Шевченко В.В. Особенности эксплуатации и диагностики турбогенераторов в состоянии износа / В.В. Шевченко, Д.В. Потоцкий, А.В. Строкоус //Spain, Madrid: - Scientific journal "Fundamental scientiam". – 2017. - №2(3) – P.p. 87-94.
2. ГОСТ 25364-97 Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов и общие требования к проведению измерений.
3. ГОСТ Р 55263-2012 (ИСО 7919-2:2009) Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Ч. 2. Стационарные паровые турбины и генераторы мощностью более 50 МВт с рабочими частотами вращения 1500, 1800, 3000, 3600 об/мин.
4. РД 34.45-51.300-97 - Объем и нормы испытаний электрооборудования. Действующий (6-е изд., с изменениями и дополнениями по состоянию на 01.03.2001 г.) Адрес доступа: <http://www.internet-law.ru/stroyka/doc/11967/>
5. СОУ-Н ЕЕ 20.302:2007. Нормы испытания электрооборудования. Действующий по состоянию на 15.04.2007. Адрес доступа: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=26446.
6. Шевченко В.В. Прогнозирование эксплуатационного состояния турбогенераторов / В.В. Шевченко //Москва: Электрика. - 2015. - № 1. – С. 3-7.